

ДИИТ

УУЗ МПС СССР

Днепропетровский ордена Трудового
Красного Знамени институт инженеров
железнодорожного транспорта
имени М.И.Калинина

ВОПРОСЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОНСТРУКЦИЙ
И ТЕХНИЧЕСКОГО СОДЕРЖАНИЯ ВАГОНОВ

Межвузовский сборник научных трудов

Днепропетровск 1991

УПРАВЛЕНИЕ УЧЕБНЫМИ ЗАВЕДЕНИЯМИ
МИНИСТЕРСТВА ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ СССР

Днепропетровский ордена Трудового Красного Знамени
институт инженеров железнодорожного транспорта
имени М.И.Калинина

Кафедра "Вагоны и вагонное хозяйство"

ВОПРОСЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОНСТРУКЦИЙ
И ТЕХНИЧЕСКОГО СОДЕРЖАНИЯ ВАГОНОВ

Межвузовский сборник научных трудов

Днепропетровск 1991

В.П.ЕСАУЛОВ, А.В.СЛАДКОВСКИЙ, В.В.ТОКАРЕВ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ВАГОННЫХ КОЛЕС ПРИ ПОМОЩИ МКЭ

Разработан пакет вычислительных программ для определения напряженно-деформированного состояния вагонного колеса, позволяющий учесть его реальную геометрию. Приведены результаты расчета нескольких конструкций колес.

Постоянное наращивание грузонапряженности на сети дорог, увеличение веса поезда и нагрузки на ось стали одной из главных причин сокращения срока службы колес. Применение железобетонных шпал приводит к увеличению динамических нагрузок, действующих на колесо, а использование композиционных тормозных колодок увеличивает температурное воздействие на колесо примерно вдвое. При этом увеличивается вероятность усталостного разрушения железнодорожных колес. Таким образом, наряду с вопросами технологии изготовления достаточно актуальна проблема совершенствования конструкции колес.

На железных дорогах различных стран наибольшее распрост-

ранение получили цельюкатанные колеса, которые прежде всего различаются формой дисков. Они должны, помимо обеспечения прочности, выполнять роль первичного демпфера. Насущной необходимостью является проведение теоретических исследований, посвященных расчету железнодорожных колес, которые бы позволили учесть всю совокупность нагрузок, действующих на колесо, а также его геометрию.

Вследствие сложности задачи об определении напряженно-деформированного состояния (НДС) колеса получить решение при помощи аналитических подходов, по всей видимости, не удастся, поэтому перспективным представляется привлечение численных методов.

Наиболее эффективным для решения данного класса задач является метод конечных элементов (МКЭ). Использование МКЭ для расчета трехмерных тел связано с определенными техническими трудностями, так как это сопряжено с большим объемом вычислений, для которых необходимо высокое быстродействие ЭВМ и большая оперативная память. Для тел вращения под действием неосесимметричной нагрузки в ряде случаев выгодней использовать полуаналитический МКЭ. Это позволяет уменьшить оперативную память и снизить на порядок вычислительную трудоемкость. Данный способ исследования НДС колес описан в статьях /1,2/.

Известно, что достаточно ответственным этапом при использовании МКЭ является построение конечно-элементной (КЭ) сетки. Это обусловлено тем, что КЭ дискретизация должна адекватно отражать геометрию исследуемого колеса и погрешность, вносимая ею в решение задачи, должна быть минимальной. Проведенный анализ КЭ сетки позволил сделать вывод, что оптимально разбиение радиального сечения колеса на 2882 конечных элемента с 1800 узлами (узловыми окружностями, при этом выбирается 160 узлов по радиусу колеса - 80 из них в дисковой части и 10 по толщине).

Для определения координат каждого узла необходимо ввести в ЭВМ информационный массив координат точек, расположенных на контуре сечения колеса. Для этого вводятся координаты точек на контурах: ступицы, диска, обода, поверхности катания и в переходных зонах. При помощи линейной интерполяции можно определить координаты любой точки, расположенной на контуре. Затем проводится поиск узлов КЭ сетки, расположенных внутри сечения. При этом проверяется, не встретятся ли вырожденные элементы.

Чтобы получить представление о точности КЭ модели колеса, был разработан пакет программ для персональной ЭВМ IBM PC-16XT. С его помощью, используя указанный информационный массив, на экране монитора строили КЭ сетку в радиальном сечении колеса. Вследствие сравнительно невысокой разрешающей способности экранной графики и большой плотности КЭ сетки не удается выделить отдельные конечные элементы для дисковой части. Для устранения этого недостатка разработанный пакет программ позволяет указать курсором интересующую область в сечении колеса и, задав масштаб, построить ее в увеличенном виде. Это дает возможность эффективно откорректировать исходный числовой материал, после чего информационный массив можно с уверенностью использовать для расчета на ЕС ЭВМ.

Методика расчета железнодорожного колеса полуаналитическим МКЭ изложена в статье /3/. Отметим, что для достижения точности решения в пределах 5% в разложении НДС в ряд Фурье использовалось 11 гармоник. Пакет программ позволил учесть технологические напряжения при запрессовке колеса на ось, а также вертикальные и боковые усилия, действующие при контактом взаимодействии пары колесо-рельс. Распределение контактных напряжений определялось при помощи решения Г.Герца и затем аппроксимировалось для принятой КЭ сетки и разложения в ряд Фурье.

Полученные результаты могут быть проиллюстрированы на примере стандартного /4/ и торондального /5/ колеса, а также колеса Международного союза железных дорог /6/.

Все три колеса исследовались под действием одинаковых внешних факторов. Вертикальная нагрузка на ось равна $2,46 \times 10^5$ Н, боковая нагрузка отсутствует. Учитывались также напряжения, возникающие в колесе при запрессовке на ось с натягом $\delta = 0,25$ мм. Максимальным для рассматриваемого нагружения является окружное напряжение $\sigma_{\theta\theta}$. Наибольшее значение $\sigma_{\theta\theta}$ наблюдается в ступичной части и достигает 210...220 МПа, что обусловлено запрессовкой колеса. При удалении от ступичной части данные напряжения быстро убывают и на ободке несущественны. Их максимум практически не изменяется при вращении колеса, они не имеют циклического характера и не оказывают существенного влияния на усталостные разрушения колес.

На рис.1-3 показаны эпюры радиальных напряжений на внешнем контуре колеса в вертикальном сечении. В частности, на рис.1 - эпюры, относящиеся к колесу МСЖД. Экстремальные

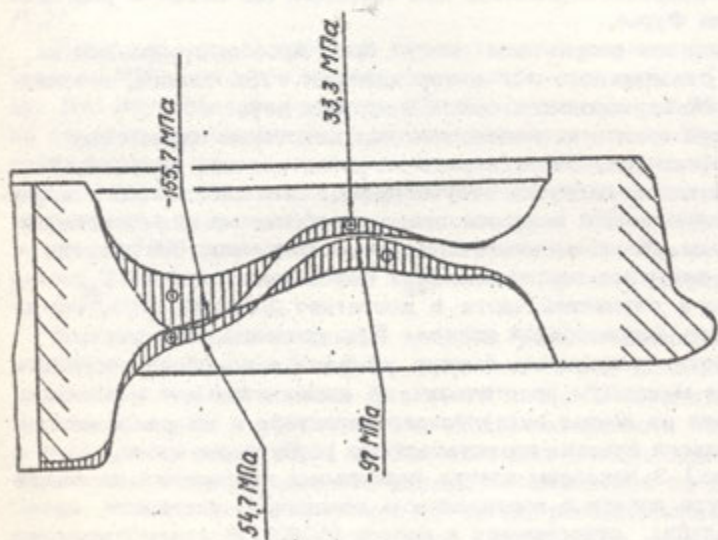


Рис.1. Распределение радиальных напряжений в сечении колеса МСЖД.

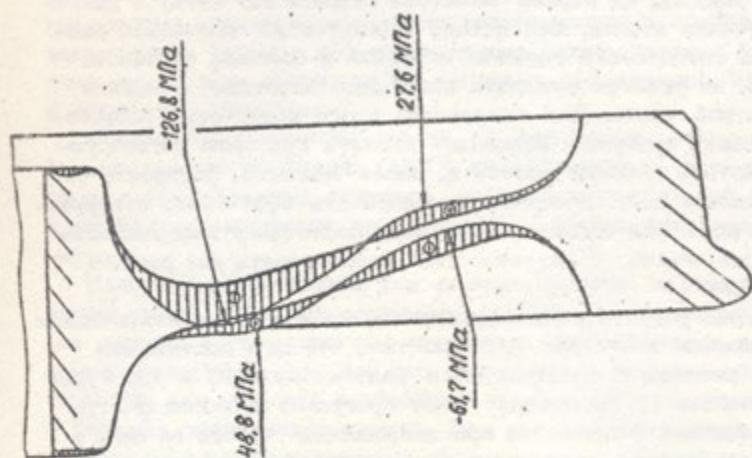


Рис.2. Распределение радиальных напряжений в сечении стандартного колеса.

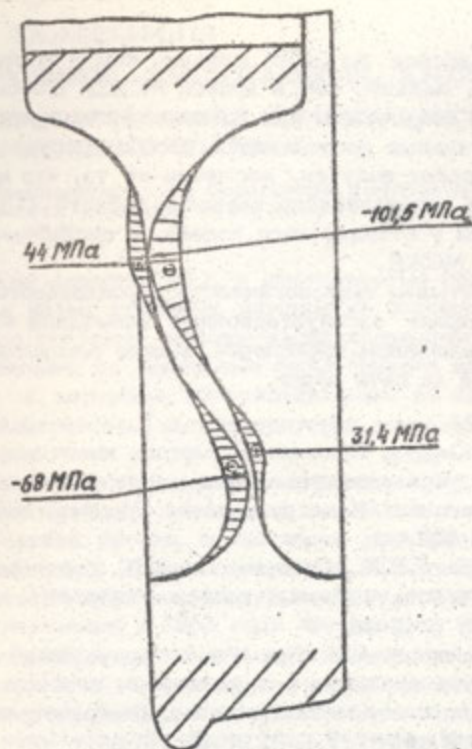


Рис.3. Распределение радиальных напряжений в сечении тороидального колеса ДМетИ.

напряжений находятся в приступичной и приободной части диска. Расположение максимумов сжимающих ($-126,8$ МПа) и растягивающих ($48,8$ МПа) напряжений такое же, как и для предыдущего колеса, однако их уровень существенно ниже. В центральной части диска напряжения меняют знак.

Аналогичны графики напряжений тороидального колеса (см. рис.3). Здесь уровень напряжений в приступичной части ($\max \sigma_{rr} = 44$ МПа, $\min \sigma_{rr} = -101,6$ МПа) по сравнению со стандартным колесом существенно меньше, а в приободной части несколько выше. Тем не менее, если сравнивать абсолютные максимумы, то можно утверждать, что уровень радиальных напря-

значения напряжений достигаются в зоне перехода от диска к ступице, причем на внешней поверхности колеса отмечается максимум сжимающих напряжений ($-155,7$ МПа), а на внутренней — максимум растягивающих напряжений ($54,7$ МПа). Вторая зона локальных экстремумов находится в зоне центрального гофра, однако их величина несколько меньше. Напряжения σ_{rr} имеют циклический характер, обусловленный качением колеса, и при нахождении точки в верхнем положении уровень напряжений в ней минимален.

На рис.2. приведены эпюры σ_{rr} для стандартного колеса. Зоны экстремальных

жений в тороидальном колесе на 24,8% меньше, чем в стандартном колесе, и на 53,3% меньше, чем в колесе МСЖД. Данные результаты аналогичны полученным при помощи тензометрии для стендовых экспериментальных исследований. Особо следует подчеркнуть: данный результат получен, несмотря на то, что минимальная толщина диска тороидального колеса в расчете (15,5 мм) на 1,5 мм меньше, чем у стандартного колеса, и на 5,5 мм меньше, чем у колеса МСЖД.

Таким образом, учитывая технологичность тороидального колеса и многолетние успешные эксплуатационные испытания на магистральном и промышленном транспорте, можно рекомендовать его для внедрения на сети дорог.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рузин, Клешульте, Кофлин. Применение метода конечных элементов для расчета усовершенствованных конструкций колес железнодорожных вагонов//Конструирование. М.:Мир, 1979. Т.3. С.220-227.
2. Савчук О.М., Пастернак Н.А., Соборницкая В.В. Уточненный расчет напряжений в осях вагонных колесных пар//Вестник ВНИИЖТ. 1981. №6. С.45-48.
3. Есаулов В.П., Сладковский А.В. Применение полуаналитического МКЭ к расчету тел вращения под действием неосесимметричной нагрузки/Днепропетр.металлург.ин-т. Днепропетровск, 1989. 18 с. Деп. в УкрНИИТИ, 02.01.89, №14.
4. ГОСТ 9036-88. Колеса цельнокатанные. Конструкция и размеры. М.: Издат.стандартов,1989. 15 с.
5. А.С.885083 СССР, МКИ³ В60В 3/06. Колесо для колесной пары рельсового транспортного средства/ В.П.Есаулов и др. (СССР). № 2046233/27-11; Заявл.22.07.74; Оpubл.30.11.81; Бюл. №44. 3 с.
6. Подвижной состав железных дорог/ Часть 3. Цельные колеса для подвижного состава. Требования к размерам и балансировке//Международный стандарт ISO 1005/8-86.

Получено 03.05.90.